

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

Stavební míchačka pro 180 l směsi  
Building Mixer for 180l of a Mixture

Student:

Radek Klemeš

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2012

## Zadání bakalářské práce

Student: **Radek Klemeš**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: Stavební míchačka pro 180 l směsi  
Building Mixer for 180l of a Mixture

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh stavební míchačky dle zadaných podmínek, vytvořte výkres sestavy a vybraný výrobní výkres. Zpracujte přehled nabídky malých stavebních míchaček na trhu, základní návrhové a kontrolní výpočty zvoleného provedení pohonu a dalších prvků stroje. Min. rozsah práce bez příloh je 35 stran.

### Zadané podmínky:

- užitečný objem bubny míchačky cca 180 l směsi,
- pohon elektromotorem a vhodným převodem,
- jednoduchá konstrukce, možnost svépomocné výroby v domácích podmínkách.

### Seznam doporučené odborné literatury:

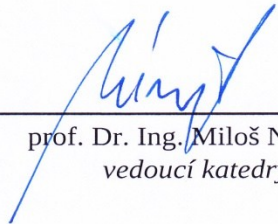
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.  
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.  
MORAVEC, Vladimír, HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-248-0878-1.  
LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2006. ISBN 80-7361-033-7.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....18.5.2012

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorských práv, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školního díla.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TU“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebné bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 18. 5. 2012

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Radek Klemeš

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ženklava 300, 742 67 Ženklava

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KLEMEŠ, R. *Stavební míchačka pro 180 l směsi: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2012, 35 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem stavební míchačky pro 180l směsi. V první části bakalářské práce je zpracován přehled malých stavebních míchaček na trhu. Dále jsou řešeny základní návrhové a kontrolní výpočty pohonu stroje. Výpočty jsou zaměřeny na návrh řemenového převodu, čelního soukolí s přímými vnitřními zuby, zatížení hřídele, průběh natočení a průhyb hřídele a bezpečnost hřídele. V příloze B je uvedena pevnostní analýza rámu míchačky, řešena pomocí software Ansys 14.0. K bakalářské práci je doložen sestavný výkres stavební míchačky a výrobní výkres hřídele.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KLEMEŠ, R. *Bulding Mixer for 180l of Mixture: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machineparts and Mechanisms – 347, 2012, 35 p. Thesis head: Pišťáček, D.

Bachelor thesis deals with the design of construction agitators for 180 l of the mixture. In the first part of the bachelor's degree work is processed an overview of small building mixtures on the market. They are also addressed basic design and control calculations of propulsion machinery. The calculations are focused on the design of belt drive, the front wheels, with direct internal teeth, the load of the shaft, the progress of the rotation and the deflection of the shaft and shaft safety. The annex B is given strength analysis of the mixer, solved by software Ansys 14.0. Bachelor thesis is evidenced by the assembly construction drawing and manufacturing drawing of a shaft.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	7
Úvod.....	10
1 Přehled stavebních míchaček na trhu.....	11
1.1 Spádové míchačky .....	11
1.2 Míchačky s nuceným oběhem.....	14
1.3 Kontinuální míchačky .....	15
2 Pohon stroje .....	16
3 Návrhový výpočet řemenového převodu .....	18
3.1 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic .....	18
3.2 Návrh výpočtových průměrů řemenic D1 a D2 .....	19
3.3 Návrh osové vzdálenosti a délky řemene.....	20
3.4 Výpočet předpětí řemene .....	22
3.5 Návrh malé klínové řemenice .....	24
4 Návrh čelního soukolí s přímými vnitřními zuby.....	26
5 Zatížení hřídele .....	27
5.1 Výpočet a průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil .....	28
6 Ohybová tuhost hřídele .....	31
6.1 Průhyb hřídele .....	31
6.2 Natočení hřídele .....	32
7 Bezpečnost hřídele .....	34
7.1 Stanovení namáhání nebezpečných průřezů .....	34
7.2 Statická kontrola.....	35
7.3 Dynamická kontrola .....	36
8 Závěr .....	39
9 Seznam použité literatury .....	40
10 Seznam příloh .....	41

## Seznam použitých značek a symbolů

$A$	Osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
$A_{MAX}$	Osová vzdálenost pro napínání řemene během provozu	[mm]
$A_{MIN}$	Osová vzdálenost pro demontáž řemene	[mm]
$A_{SK}$	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
$A_{min}$	Minimální osová vzdálenost řemene	[mm]
$\sqrt{A}$	Neuberova konstanta	[mm <sup>-0,5</sup> ]
$C_{\alpha}$	Součinitel vlivu úhlu opásání	[–]
$C_k$	Součinitel počtu řemenů v převodu	[–]
$C_L$	Součinitel vlivu délky řemene	[–]
$C_P$	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[–]
$D_{MIN}$	Minimální průměr řemenice	[mm]
$D_1$	Výpočtový průměr hnací řemenice	[mm]
$D_2$	Výpočtový průměr hnané řemenice	[mm]
$F$	Přenášená obvodová síla	[N]
$F_O$	Předpětí řemene	[N]
$F_{r1}$	Radiální síla působící na pastorek	[N]
$F_{r2}$	Radiální síla působící na kolo	[N]
$F_{t1}$	Tečná síla působící na pastorek	[N]
$F_{t2}$	Tečná síla působící na kolo	[N]
$F_{NS}$	Napínací síla řemene	[N]
$F_V$	Výslednice předepjatých sil	[N]
$K$	Celkový počet řemenů	[–]
$K_A$	Dynamický součinitel	[mm]
$L$	Šířka náboje	[mm]
$L_P$	Délka řemene	[mm]
$L_P'$	Předběžná výpočtová délka řemene	[mm]
$M$	Šířka věnce řemenice	[mm]
$N_0$	Ideální jmenovitý výkon na jeden řemen	[kW]
$N_p$	Skutečný výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
$P_1$	Jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]

$P_2$	Výkon na hřídeli	[kW]
$P_3$	Výkon na bubnu	[kW]
$R_{xyA}, R_{xyB}$	Reakce v ložisku v rovině xy	[N]
$R_{xzA}, R_{xzB}$	Reakce v ložisku v rovině xz	[N]
$T$	Výška řemene	[mm]
$T_1$	Točivý moment hnací řemenice	[Nm]
$T_{2,3}$	Točivý moment hnané řemenice a pastorku	[Nm]
$T_4$	Točivý moment bubnu	[Nm]
$W_p$	Výpočtová šířka řemene v rovině neutrálních vláken průřezu ohnutého řemene	[mm]
$b$	Rozměr drážky řemenic	[mm]
$d$	Průměr otvoru řemenic	[mm]
$e$	Rozměr drážky řemenic	[mm]
$f$	Rozměr drážky řemenic	[mm]
$f_v$	Součinitel vláknového tření	[–]
$f_0$	Součinitel suchého smykového tření	[–]
$f_K$	Součinitel tření v klínové drážce	[–]
$h$	Rozměr drážky řemenic	[–]
$i$	Teoretický převodový poměr řemenového převodu	[–]
$i_{1,2}$	Převodový poměr řemenového převodu	[–]
$i_{3,4}$	Převodový poměr čelního soukolí	[–]
$i_{SK}$	Skutečný převodový poměr řemenového převodu	[–]
$k$	Bezpečnost proti prokluzu	[–]
$k_s$	Součinitel statické bezpečnosti	[–]
$k_{st}$	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[–]
$k_{d\sigma}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[–]
$k_v$	Výsledná bezpečnost	[–]
$l$	Délka pera	[mm]
$l_p$	Výpočtová šířka drážky řemenic	[mm]
$m_n$	Modul čelního soukolí	[mm]
$n_1$	Otáčky hnací řemenice	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{2,3}$	Otáčky hnané řemenice a pastorku	[min <sup>-1</sup> ]



$n_4$	Otáčky bubnu	$[\text{min}^{-1}]$
$p_{D2}$	Dovolený měrný tlak	$[\text{MPa}]$
$t_1$	Hloubka drážky pro pero	$[\text{mm}]$
$v_D$	Dovolený průhyb hřídele	$[\text{mm}]$
$v_{Dok}$	Dovolený průhyb hřídele v místě středu náboje ozubeného kola pro čelní soukolí	$[\text{mm}]$
$v_{MAX}$	Maximální průhyb hřídele	$[\text{mm}]$
$v_1$	Obvodová rychlost hnací řemenice	$[\text{ms}^{-1}]$
$z_1$	Počet zubů pastorku	$[-]$
$z_2$	Počet zubů kola	$[-]$
$\Delta e$	Tolerance rozměru drážky řemenice	$[\text{mm}]$
$\Delta f$	Tolerance rozměru drážky řemenice	$[\text{mm}]$
$\Delta i$	Tolerance převodového poměru řemenového převodu	$[\%]$
$\alpha$	Úhel opásání hnané řemenice	$[\circ]$
$\alpha_{FV}$	Úhel sklonu působící výslednice předepjatých sil	$[\circ]$
$\alpha_0$	Úhel klínu řemene	$[\circ]$
$\alpha_\sigma$	Součinitel vrubu pro ohyb	$[-]$
$\alpha_\tau$	Součinitel vrubu pro krut	$[-]$
$\beta$	Vrubový součinitel	$[-]$
$\gamma$	Doplňkový úhel řemenice	$[\circ]$
$\varepsilon_v$	Součinitel velikosti	$[-]$
$\eta$	Součinitel jakosti povrchu	$[-]$
$\rho$	Součinitel vrubové citlivosti	$[-]$
$\sigma_{ao}$	Amplituda napětí	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{Co}$	Mez únavy hladkého vzorku	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{Co}^*$	Mez únavy skutečné součásti	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{so}$	Ohybové napětí	$[\text{MPa}]$
$\tau_D$	Dovolené napětí v krutu hřídele	$[\text{MPa}]$
$\tau_s$	Smykové napětí	$[\text{MPa}]$
$\psi_A, \psi_B$	Natočení v ložiscích	$[\circ]$
$\psi_{Dok}$	Dovolené natočení ozubených kol	$[\circ]$

## Úvod

Stavební míchačky jsou strojní zařízení sloužící pro výrobu betonu a malty. Jejich princip spočívá k míchání stavebních směsí.

Tato bakalářská práce se zabývá vlastním konstrukčním návrhem stavební míchačky pro 180 l směsi. Řeší zejména provedení pohonu stroje, které je tvořeno třífázovým asynchronním motorem, řemenovým převodem a čelním soukolím s přímými vnitřními zuby.

### **Cíle bakalářské práce:**

- Zpracování přehledu stavebních míchaček na trhu
- Vypracování konstrukčního návrhu stavební míchačky jednoduché konstrukce
- Zpracování základních návrhových a kontrolních výpočtů zvoleného provedení pohonu

# 1 Přehled stavebních míchaček na trhu

Stavební míchačky mohou být různých konstrukčních provedení. Dle způsobu míchání se dělí na:

- spádové
- s nuceným oběhem
- kontinuální

## 1.1 Spádové míchačky

Nejrozšířenějším druhem jsou spádové míchačky, které jsou využívány jak na profesionální stavební práce, tak i na občasné použití doma na zahradě. Vyprazdňování stavebních směsí je prováděno překlápěním otáčejícího bubnu.

Mezi přední výrobce spádových míchaček patří zejména tyto firmy, které dominují vlastní kvalitou a spolehlivostí:

- Atika
- Lescha
- Belle

Spádové míchačky mohou mít objemem bubnu od cca 90 l až cca 250 l a více.

### **BELLE Mini 150**

Na obr. 1.1 je znázorněna stavební míchačka od firmy Belle, která mezi míchačky splňuje ty nejnáročnější požadavky. Dlouhou trvanlivost míchačky zajišťuje silný materiál, robustní konstrukce a především olejová převodovka, díky které odpadá výměna ozubeného převodu jako u klasických míchaček. Její výhodou je snadný převoz a obsluhovatelnost.[8]



Obr. 1.1 BELLE Mini 150 [8]

Technické parametry jsou uvedeny v tab. 1.1.

Tab. 1.1 Technické parametry

Napětí	230 V
Hmotnost	150 kg
Elektrický příkon	750 W
Max. objem mokré směsi	90 l
Objem bubnu	136 l
Rozměry	1660 x 600 x 126 mm

## ATIKA Patriot 250

Na jedno míchání se touto míchačkou (obr. 1.2) vyrobí stavební směs přibližně pro 5 stavebních koleček. Tento typ míchačky je vhodný především na větší a velké stavby, kde je zapotřebí mít větší množství namíchaného materiálu. I přes svoji kapacitu nabízí míchačka přijatelnou váhu, a tím i dobrou manipulaci převozu. Pro nastavení polohy míchacího bubnu, je míchačka opatřena nožní brzdou, která umožňuje snadné ovládání.[9]



Obr. 1.2 ATIKA Patriot 250 [8]

Technické parametry je uvedeny v tab. 1.2.

Tab. 1.2 Technické parametry

Elektrické napájení	380/50 V/Hz
Hmotnost	150 kg
Rozměry	170 x 92 x 155 cm
Výkon	1100 W
Objem bubnu	250 l
Ochranná izolace	dvojitá

## 1.2 Míchačky s nuceným oběhem

Předností míchaček s nuceným oběhem (cyklonovým oběhem) je dokonalé promíchání jednotlivých složek směsi ve velmi krátkém čase. Rychlost míchání je 4-5 krát vyšší než u klasických spádových míchaček.[10]

Známým výrobcem ve výrobě míchaček s nuceným oběhem je s dlouholetou tradicí firma Filamos s.r.o.

### FILAMOS M350

Míchačka (obr. 1.3) je opatřena několika rameny, které při míchání zajišťují stírání směsi z boku i celého dna nádoby. Je vhodná pro míchání žáruvzdorných směsí, které jsou určeny na žáruvzdorné vyzdívky např. slévárenských pecí. Pohon míchačky je tvořen šnekovou převodovkou. [10]



Obr. 1.3 FILAMOS M350 [10]

Tab. 1.3 Technické parametry

Max. užitečný objem	350 l
Hmotnost	300 kg
Otáčky míchadla	47 ot/min
Výkon	4 kW
Napětí	400 V
Max. zrnitost materiálu	4 mm

### 1.3 Kontinuální míchačky

U kontinuálních míchaček je směs sypána do násypky stroje, kde pomocí přihrnovacího šneku je doprovázena směrem k míchacímu prostoru. Dále je do míchacího prostoru přivedena voda, která je mísená se suchou směsí. Po průběhu míchání vypadává z míchacího otvoru mokrá směs, která je připravená pro danou aplikaci.[10]

#### FILAMOS KM40

Využití míchačky (obr. 1.4) je nejčastěji při zdění, zpracování jemného betonu, kladení podlah, omítání, lepení obkladaček. Plnění míchačky může být pytlovým materiálem anebo materiálem dodávaným ze sila.[10]



Obr. 1.4 FILAMOS KM40 [10]

Tab. 1.3 Technické parametry

Technický výkon	40 dm <sup>3</sup> /h
Jmenovitý příkon	5,5 kW
Max. velikost zrna	4 mm
Tlak vody v přívodním potrubí	0,35 MPa
Přívod vody	G 3/4"
Napájecí soustava	380 V

## 2 Pohon stroje

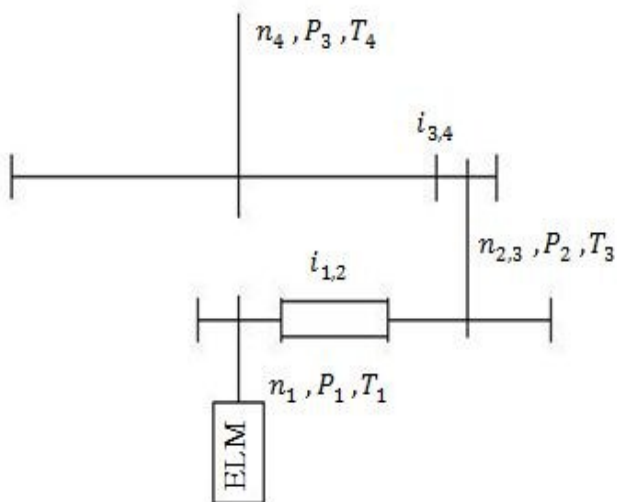
Návrhový pohon stroje míchačky (obr.2.1) je tvořen z:

- třífázového asynchronního motoru od firmy Elektromotory – převodovky s.r.o., označení motoru MS 100 L6, provedení patkové. Technické parametry asynchronního motoru jsou uvedeny v tab. 2.1

Tab. 2.1 Technické parametry elektromotoru

Osová výška	100 mm
Jmenovitý výkon	1,5 kW
Otáčky	925 ot/min
Napětí	230V / 400 V 50Hz
Plášť	Slitina hliníku
Hmotnost	20 kg

- klínového řemenového převodu o převodovém poměru  $i_{1,2} = 3$
- čelního vnitřního ozubeného soukolí s přímými zuby o převodovém poměru  $i_{3,4} = 8$



Obr. 2.1 Schéma pohonu stroje



Převodový poměr:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_{2,3}} \quad (2.1)$$

Otáčky hnané řemenice:

$$n_{2,3} = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{925}{3} = 308,33 \text{ min}^{-1} \quad (2.2)$$

Otáčky bubnu:

$$n_4 = \frac{n_1}{i_{1,2} \cdot i_{3,4}} = \frac{925}{3 \cdot 8} = 38,54 \text{ min}^{-1} \quad (2.3)$$

Jmenovitý výkon elektromotoru:

$$P_1 = T_1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad (2.4)$$

Točivý moment hnací řemenice:

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{1,5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 925} = 15,49 \text{ Nm} \quad (2.5)$$

Výkon na hřídeli:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2} = 1,5 \cdot 0,98 = 1,47 \text{ kW} \quad (2.6)$$

Točivý moment hnané řemenice a pastorku:

$$T_{2,3} = \frac{P_2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{2,3}} = \frac{1,47 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 308,33} = 60,70 \text{ Nm} \quad (2.7)$$

Výkon na bubnu:

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} = 1,5 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 1,44 \text{ kW} \quad (2.8)$$

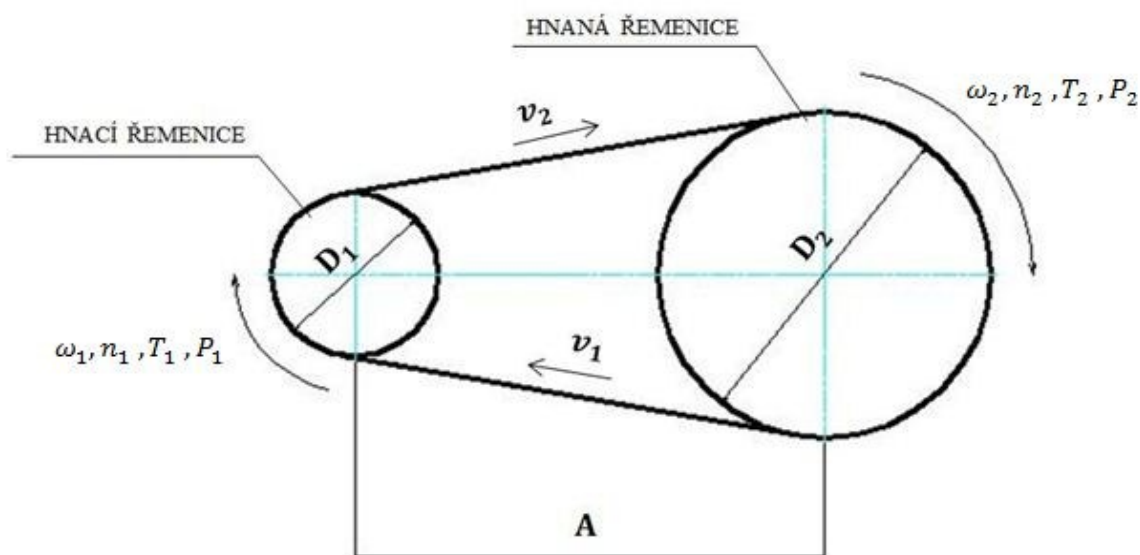
Točivý moment bubnu:

$$T_4 = \frac{P_3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = \frac{1,44 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 38,54} = 356,80 \text{ Nm} \quad (2.9)$$

### 3 Návrhový výpočet řemenového převodu

Jednoduchý řemenový převod (obr. 3.1) je tvořen hnací řemenicí, hnanou řemenicí a klínovým řemenem klasického průřezu podle ČSN 02 3110. Klínový řemen přenáší jmenovitý výkon  $P = 1,5 \text{ kW}$  a jmenovité otáčky  $n_1 = 925 \text{ min}^{-1}$ . Dále je převod určen převodovým poměrem  $i_{1,2} = 3$  s tolerancí  $\Delta i = \pm 4 \%$ .

Celá kapitola 3 Návrhový výpočet řemenového převodu je řešena podle [4].



Obr. 3.1 Schéma jednoduchého řemenového převodu

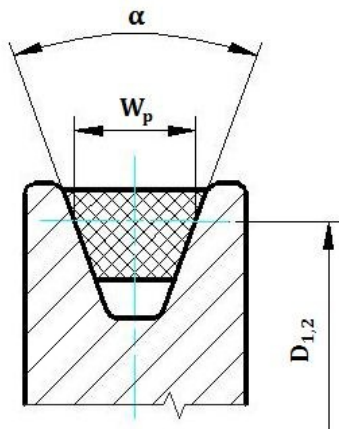
Dle normy ČSN 02 3111 [1] v závislosti přenášeného výkonu a otáčkách hnací řemenice je určen průřez řemene  $Z$ .

#### 3.1 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic

Řemen se na řemenicích ohýbá a důsledkem ohybového napětí by mohl na vnější straně popraskat. Z tohoto důvodu je průměr řemenic omezen určitou minimální velikostí. Dle průřezu velikosti řemene  $Z$  je normou ČSN 02 3179[1] určen minimální průměr řemenic  $D_{\text{MIN}} = 63 \text{ mm}$ .

### 3.2 Návrh výpočtových průměrů řemenic $D_1$ a $D_2$

Dle ČSN 02 3180 [1] je průměr hnací řemenice  $D_1 = 75$  mm.



Obr. 3.2 Výpočtové průměry

Průměru hnané řemenice:

$$D_2 = D_1 \cdot i_{1,2} = 75 \cdot 3 = 225 \text{ mm} \rightarrow D_2 = 224 \text{ mm [1]} \quad (3.1)$$

Pro řemen typu Industrial je skluz volens = 0,02.

Skutečný převodový poměr:

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} = \frac{224}{75 \cdot (1-0,02)} = 3,05 \quad (3.2)$$

Teoretický převodový poměr:

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{224}{75} = 2,99 \quad (3.3)$$

Podmínka zadané tolerance skutečného převodového poměru:

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{sk} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \quad (3.4)$$

$$2,99 \cdot \left(1 - \frac{4}{100}\right) \leq 3,05 \leq 2,99 \cdot \left(1 + \frac{4}{100}\right)$$

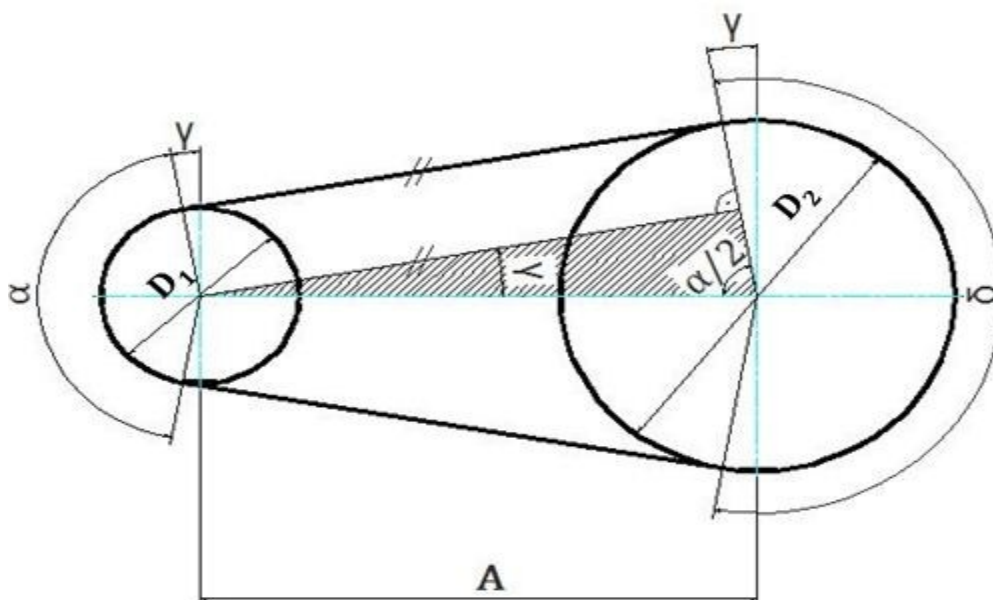
$$2,87 < 3,05 < 3,12$$

Obvodová rychlost hnací řemenice:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,075 \cdot 925}{60} = 3,63 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.5)$$

### 3.3 Návrh osové vzdálenosti a délky řemene

Na obr. 3.3 jsou znázorněny úhly opásání řemenic a úhly doplňkové.



Obr. 3.3 Schéma úhlů řemenového převodu

Minimální osová vzdálenost:

$$\cos \frac{90}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_{\min}} \quad (3.6)$$

$$\frac{\sqrt{2}}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_{\min}} \quad (3.7)$$

$$A_{\min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (224 - 75) = 105,36 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Osová vzdálenost se volí poněkud větší a to v rozmezí:

$$0,7 \cdot (D_1 + D_2) < A < 2 \cdot (D_1 + D_2) \quad (3.9)$$

$$0,7 \cdot (75 + 224) < A < 2 \cdot (75 + 224)$$

$$209,3 < A < 598$$

Osová vzdálenost volena  $A = 250 \text{ mm}$ .

Úhel opásání hnací řemenice:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} = \frac{224 - 75}{2 \cdot 250} = 72,7^\circ \Rightarrow \alpha = 145,4^\circ \quad (3.10)$$

Předběžná geometrická délka řemene:

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad (3.11)$$

$$\alpha = 180 - 2 \cdot \gamma \quad (3.12)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad (3.13)$$

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) \quad (3.14)$$

$$= 2 \cdot 250 \cdot \sin \frac{145,4}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (75 + 224) + \frac{\pi \cdot 17,3}{180} \cdot (224 - 75) = 992,04 \text{ mm}$$

Doplňkový úhel:

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - \frac{145,4}{2} = 17,3^\circ \quad (3.15)$$

Dle ČSN 02 3110 [1] je geometrická délka řemene  $L_p = 1000 \text{ mm}$ .

Skutečná osová vzdálenost:

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.16)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 1000 - \frac{\pi}{2} \cdot (75 + 224) - \frac{\pi \cdot 17,3}{180} \cdot (224 - 75)}{2 \cdot \sin \frac{145,4}{2}} = 275,12 \text{ mm}$$

Stanovení potřebného počtu řemenů:

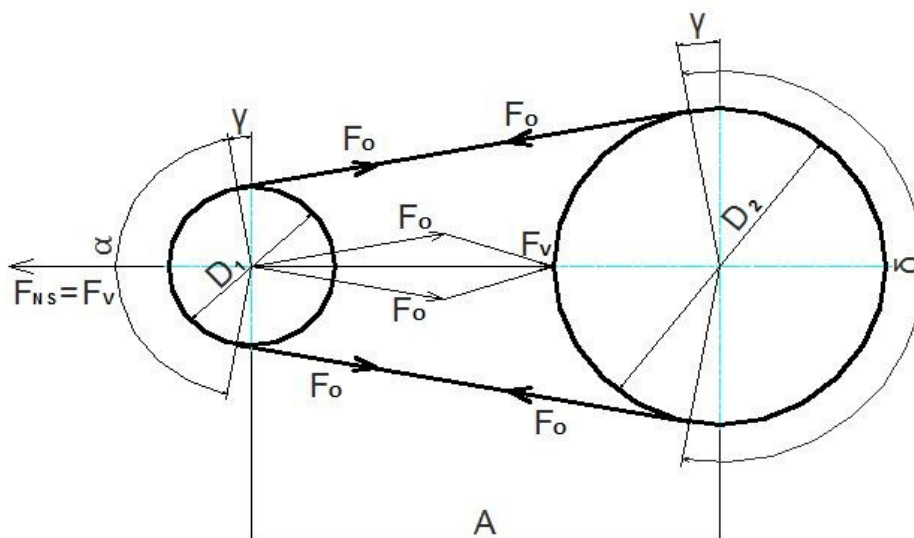
$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} = \frac{1,5}{0,51 \cdot 0,91} = 3,1 \Rightarrow 3 \text{ řemeny} \quad (3.17)$$

Skutečný výkon přenášený jedním řemenem:

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_a \cdot C_L}{C_p} = 0,58 \cdot \frac{0,91 \cdot 1,06}{1,1} = 0,51 \text{ kW} \quad (3.18)$$

### 3.4 Výpočet předpětí řemene

Předpětí řemene  $F_0$ , které působí stejnou velikostí v obou větvích řemene je vyvozeno při montáži za klidu napínací silou  $F_{NS}$  (obr. 3.4).



Obr. 3.4 Napínání řemene

Předpětí řemene:

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 1,5 \cdot \frac{413,1}{2} \cdot \frac{e^{1,42,54} + 1}{e^{1,42,54} - 1} = 328,04 \text{ N} \quad (3.19)$$

Přenášená obvodová síla:

$$F = \frac{2 \cdot T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 15,49}{0,075} = 413,1 \text{ N} \quad (3.20)$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,39}{\sin \frac{34^\circ}{2}} = 1,4 \quad (3.21)$$

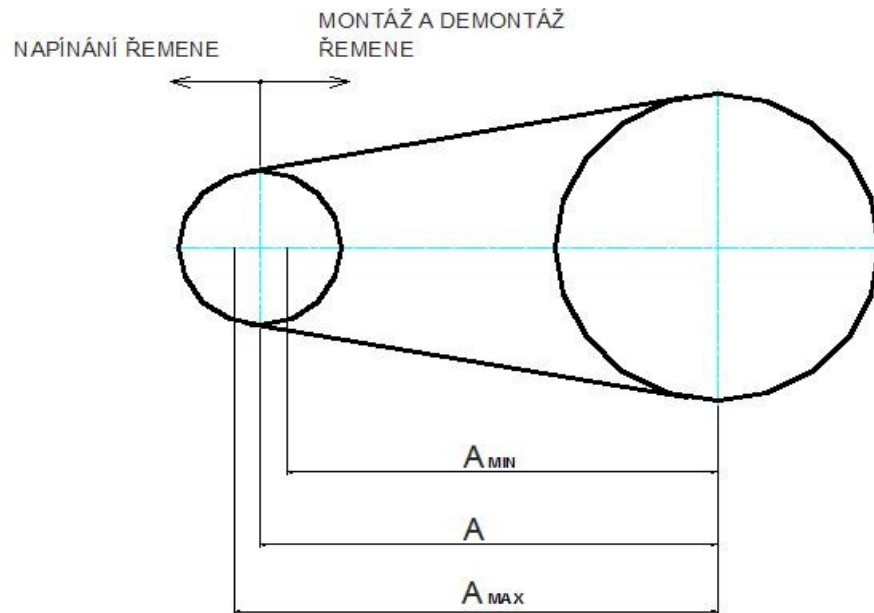
Součinitel vláknového tření:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 3,63 = 0,39 \quad (3.22)$$

Osová vzdálenost musí být měnitelná v těchto mezích (obr. 3.5):

$$A_{\text{MIN}} = A_{\text{SK}} - 0,015 \cdot L_p = 275,12 - 0,015 \cdot 1000 = 260,12 \text{ mm} \quad (3.23)$$

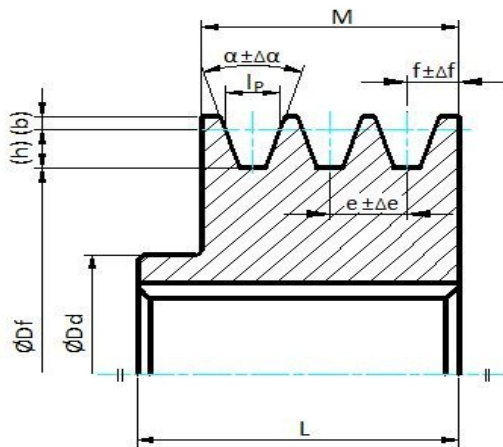
$$A_{\text{MAX}} = A_{\text{SK}} + 0,030 \cdot L_p = 275,12 + 0,030 \cdot 1000 = 305,12 \text{ mm} \quad (3.24)$$



Obr. 3.5 Měnitelný rozsah osové vzdálenosti

### 3.5 Návrh malé klínové řemenice

Na obr. 3.6 je znázorněna hnací řemenice, která je vyrobená soustružením z konstrukční oceli 11 500. V tab. 1.1 jsou dle ČSN 02 3180 [1] uvedeny rozměry a tolerance drážky.



Obr. 3.6 Kreslení malé řemenice

Tab. 3.1 Rozměry drážky [mm]

Průřez řemene	$l_p$	$h_{MIN}$	$b_{MIN}$	$e$	$\Delta e$	$f$	$\Delta f$
Z	8,5	7	2,5	12	$\pm 0,3$	8	$\pm 1$

Šířka věnce:

$$M = (K - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (3 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 40 \text{ mm} \quad (3.25)$$

Průměr vrtání řemenice je zjednodušeně navrhnut z namáhání v krutu [3],

$$\tau_D = (15 \div 25) [\text{MPa}] \Rightarrow \text{volím } \tau_D = 20 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_l}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 15490}{\pi \cdot 20}} = 15,80 \text{ mm} \quad (3.26)$$

Podle zvoleného elektromotoru od firmy Elektromotory-převodovky s.r.o. je průměr vrtání řemenice  $d = 28 \text{ mm}$ . [7]



Šířka náboje  $L$  [mm] je určena podle délky těsného, hřídelového pera  $l \leq L$ . [2]

Dle ČSN 02 2562 [1] pro délku těsného pera z pevnostní kontroly na otláčení (obr. 3.7) platí následující vztahy:

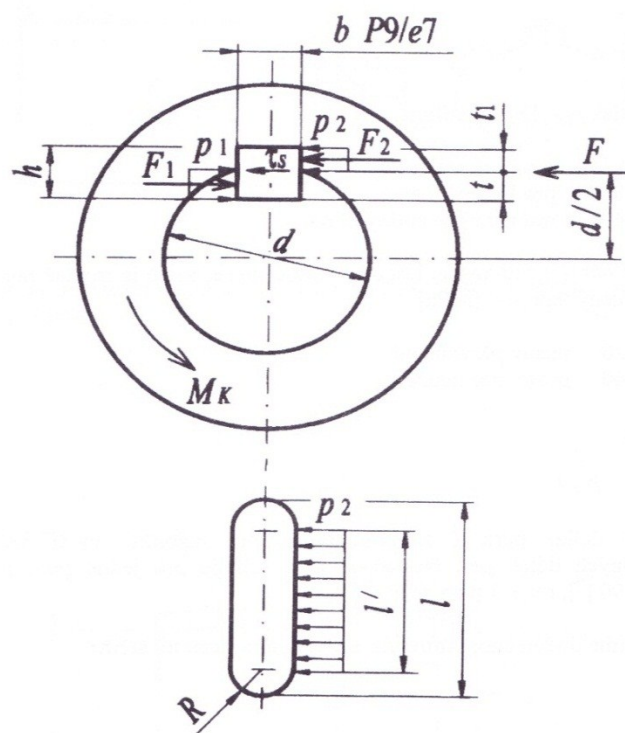
$$l = l' + b = 2,77 + 8 = 10,77 \text{ mm} \quad (3.27)$$

$$p_2 \leq p_{D2}$$

$$l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{1002,6}{125 \cdot 2,9} = 2,77 \text{ mm} \quad (3.28)$$

$$F_2 = \frac{T_1}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{15490}{\frac{28}{2} + \frac{2,9}{2}} = 1002,6 \text{ N} \quad (3.29)$$

Pro ocelovou řemenici je dovolený měrný tlak  $p_{D2} = (100 \div 150) \text{ MPa}$ , volím  $p_{D2} = 125 \text{ MPa}$ . Délku těsného pera volím  $l = 40 \text{ mm}$ .



Obr. 3.7 Namáhání těsného pera [2]

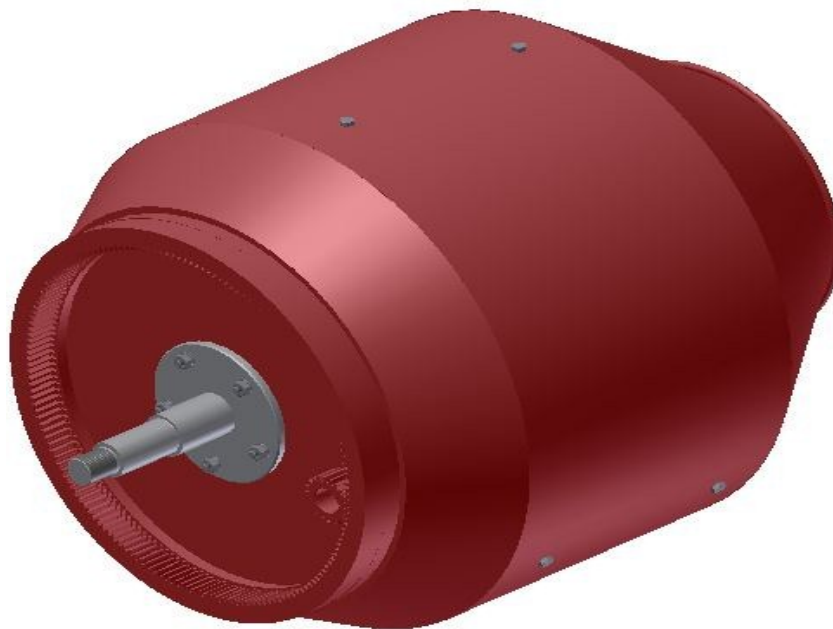
## 4 Návrh čelního soukolí s přímými vnitřními zuby

Zadní stěna míchacího bubnu má průměr 580 mm. Vzhledem k tomu průměru je navrženo čelní soukolí s přímými vnitřními zuby. Ozubený věnec je navařen na zadní stěnu míchacího bubnu (obr. 4.1).

Návrh tohoto soukolí je určeno modulem  $m = 3\text{ mm}$  pomocí software „MODUL”. Počet zubů pastorku je  $z_1 = 21$  zubů. Soukolí je realizované převodovým poměrem  $i_{3,4} = 8[-]$ , které je vyrobeno z konstrukční oceli 12 020.

Počet zubů kola:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{3,4} = 21 \cdot 8 = 168 \text{ zubů} \quad (4.1)$$



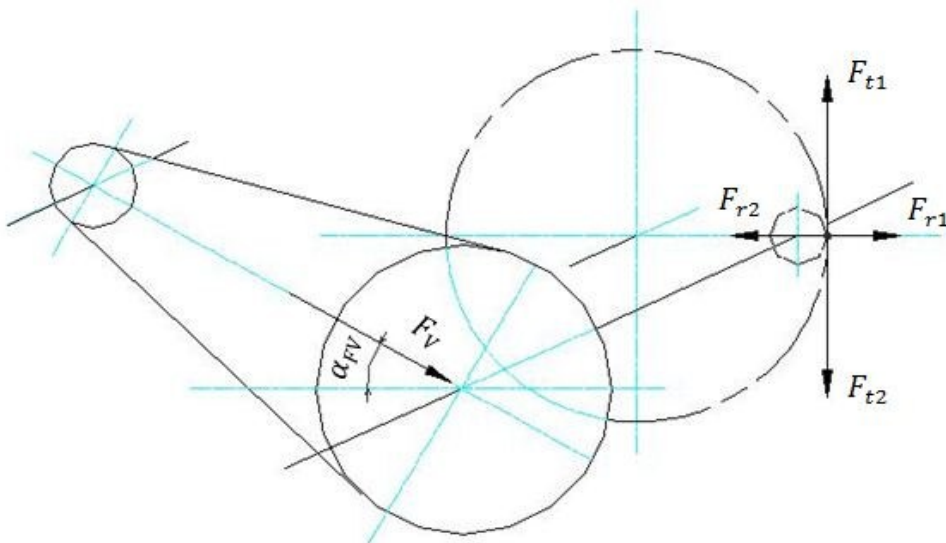
Obr. 4.1 Míchací buben s navařeným ozubeným věncem

Výpočet geometrie soukolí 34 je uveden v příloze (Příloha A - Geometrieozubení) pomocí software „GEOMETRIE“.

## 5 Zatížení hřídele

Na obr. 5.1 jsou znázorněny silové poměry řemenového a ozubeného převodu s přímými vnitřními zuby, které působí na hnanou hřídel.

Na hnanou hřídel působí od čelního vnitřního soukolí tečná síla  $F_t$  a radiální síla  $F_r$ . Dále na hřídel působí síla  $F_V$  pod úhlem  $\alpha_{FV} = 37^\circ$  z hnané řemenice, která je výslednicí předepjatých sil  $F_0$ .



Obr. 5.1 Silové poměry řemenového a ozubeného převodu

Tečná síla:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{T_{2,3}}{\frac{d_{w1}}{2}} = \frac{2 \cdot T_{2,3}}{m \cdot z_1} = \frac{2 \cdot 60700}{3 \cdot 21} = 1927 \text{ N} \quad (5.1)$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_{w1,2} = 1927 \cdot \tan 20^\circ = 701 \text{ N} \quad (5.2)$$

Síla působící z hnané řemenice:

$$F_V = \sqrt{F_0^2 + F_0^2 + 2 \cdot F_0 \cdot F_0 \cdot \cos 2 \cdot \gamma \cdot \cos \alpha_{FV}} \quad (5.3)$$

$$= \sqrt{328,04^2 + 328,04^2 + 2 \cdot 328,04 \cdot 328,04 \cdot \cos 2 \cdot 17,3^\circ \cdot \cos 37^\circ} = 500,3 \text{ N}$$

## 5.1 Výpočet a průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

Působení sil na hřídel v rovině **x-y** a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil je znázorněno v příloze C.

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = F_V \cdot (a + b) - R_{xyA} \cdot b - F_{rl} \cdot c = 0 \quad (5.4)$$

$$R_{xyA} = \frac{F_V \cdot (a + b) - F_{rl} \cdot c}{b} = \frac{500,3 \cdot (54 + 61,5) - 701 \cdot 68,5}{61,5} = 158,8 \text{ N}$$

$$\sum M_A = -R_{xyB} \cdot b + F_{rl} \cdot (b + c) - F_V \cdot a = 0 \quad (5.5)$$

$$R_{xyB} = \frac{F_{rl} \cdot (b + c) - F_V \cdot a}{b} = \frac{701 \cdot (61,5 + 68,5) - 500,3 \cdot 54}{61,5} = 1042,5 \text{ N}$$

$$\sum F_y = -F_V + R_{xyA} + R_{xyB} - F_{rl} = -500,3 + 158,8 + 1042,5 - 701 = 0 \quad (5.6)$$

**Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu A-A.**

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx1} = -F_V \cdot x_1 \quad (5.7)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oxyx1} = -500,3 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \rightarrow M_{oxyx1} = -500,3 \cdot 54 = -27016,2 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx1} = T_{2,3} = 60700 \text{ Nmm} \quad (5.8)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xyx1} = -F_V = -500,3 \text{ N} \quad (5.9)$$

**Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu B-B.**

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx2} = -F_V \cdot x_2 + R_{xyA} \cdot (x_2 - a) \quad (5.10)$$

$$x_2 = a + b \rightarrow M_{oxyx2} = -500,3 \cdot (54 + 61,5) + 158,8 \cdot (54 + 61,5 - 54) \quad (5.11)$$

$$= 48018,5 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx2} = T_{2,3} = 60700 \text{ Nmm} \quad (5.12)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xyx2} = -F_V + R_{xyA} = -500,3 + 158,8 = -341,5 \text{ N} \quad (5.13)$$

**Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu C-C.**

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx3} = -F_{rl} \cdot x_3 \quad (5.14)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow M_{oxyx3} = -701 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_3 = c \rightarrow M_{oxyx3} = -701 \cdot 68,5 = -48018,5 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx3} = T_{2,3} = 60700 \text{ N} \quad (5.15)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xyx3} = F_{rl} = 701 \text{ N} \quad (5.16)$$

Působení sil na hřídel v rovině **x-z** a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil je znázorněno v příloze D.

Výpočet reakcí:

$$\Sigma M_B = R_{xZA} \cdot b + F_{tl} \cdot c \quad (5.17)$$

$$R_{xZA} = \frac{-F_{tl} \cdot c}{b} = \frac{-1927 \cdot 68,5}{61,5} = -2146,3 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = R_{xZB} \cdot b - F_{tl} \cdot (b + c) \quad (5.18)$$

$$R_{xZB} = \frac{F_{tl} \cdot (b + c)}{b} = \frac{1927 \cdot (61,5 + 68,5)}{61,5} = 4703,3 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = R_{xZA} + R_{xZB} - F_{tl} = -2146,4 + 4703,3 - 1927 = 0 \quad (5.19)$$

**Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu B-B.**

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxzx2} = R_{xZA} \cdot x_2 \quad (5.20)$$

$$x_2 = 0 \rightarrow M_{oxzx2} = -2146,3 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_2 = b \rightarrow M_{oxzx2} = -2146,3 \cdot 61,5 = -131997,5 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xzx2} = T_{2,3} = 60700 \text{ Nmm} \quad (5.21)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xzx2} = R_{xZA} = -2146,3 \text{ N} \quad (5.22)$$

**Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu C-C.**

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxzx3} = -F_{tl} \cdot x_3 \quad (5.23)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow M_{oxzx3} = -1927 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_3 = c \rightarrow M_{oxzx3} = -1927 \cdot 68,5 = 131999,5 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xzx3} = T_{2,3} = 60700 \text{ Nmm} \quad (5.24)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xzx3} = F_{tl} = 1927 \text{ N} \quad (5.25)$$

## 6 Ohybová tuhost hřídele

Ohybová tuhost je při konstrukci hřídele rozhodujícím kritériem, která ovlivňuje kvalitu záběru ozubených kol tak i souosost vnitřního a vnějšího kroužku použitých ložisek. V kritických místech hřídele je rozhodující úhel tečny průhybové křivky k teoretické ose.[5]

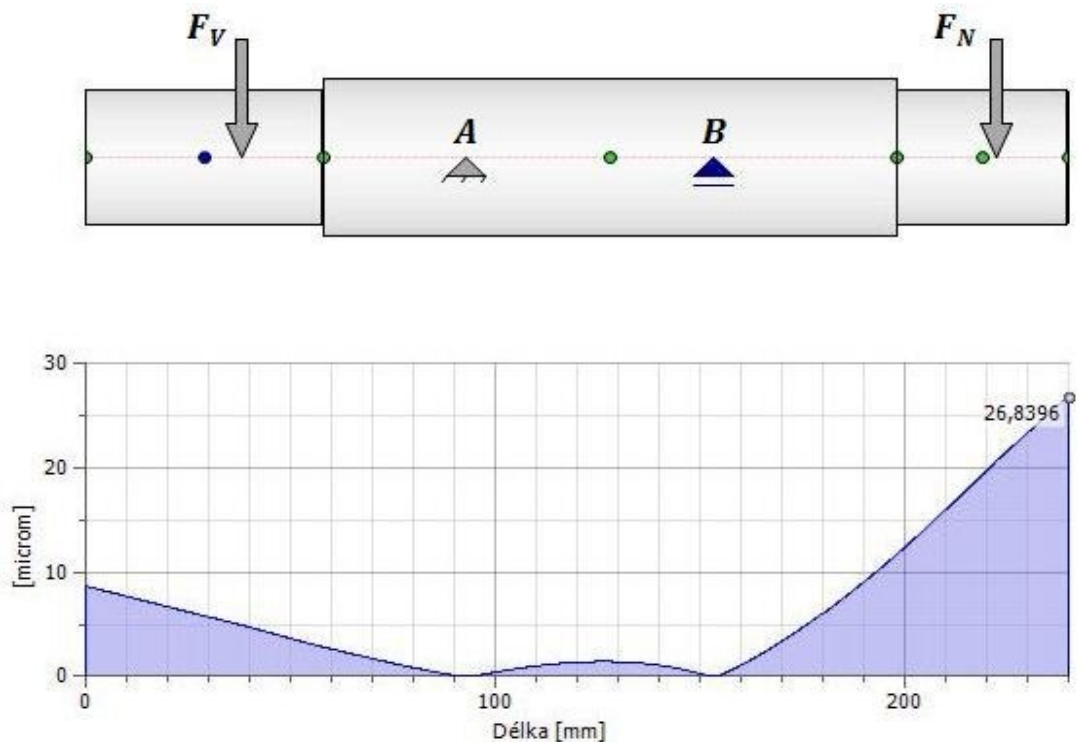
Na danou hřídel působí síla z hnané řemenice  $F_V = 500,3 \text{ N}$  a síla  $F_N$ , která je výslednicí radiální  $F_{r1}$  a tečné síly  $F_{t1}$ .

Síla působící na ohyb hřídele v místě uložení pastorku:

$$F_N = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2} = \sqrt{701^2 + 1927^2} = 2050,5 \text{ N} \quad (6.1)$$

### 6.1 Průhyb hřídele

Na obr. 6.1 je znázorněn průhyb hřídele v absolutní hodnotě, který je vytvořen pomocí software Autodesk Inventor Professional 2011.



Obr. 6.1 Průhyb hřídele (absolutní hodnota)

Maximální průhyb hřídele:

$$v_{\text{MAX}} = 0,027 \text{ mm} \quad (6.2)$$

Průhyb hřídele v místě uložení pastorku:

$$v_p = 0,022 \text{ mm} \quad (6.3)$$

Dovolený průhyb hřídele podle [3]:

$$v_D = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 184 = 0,037 \text{ mm} \quad (6.4)$$

$$v_{\text{MAX}} \leq v_D \quad (6.5)$$

$$0,027 < 0,037$$

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení pastorku pro čelní soukolí podle [3]:

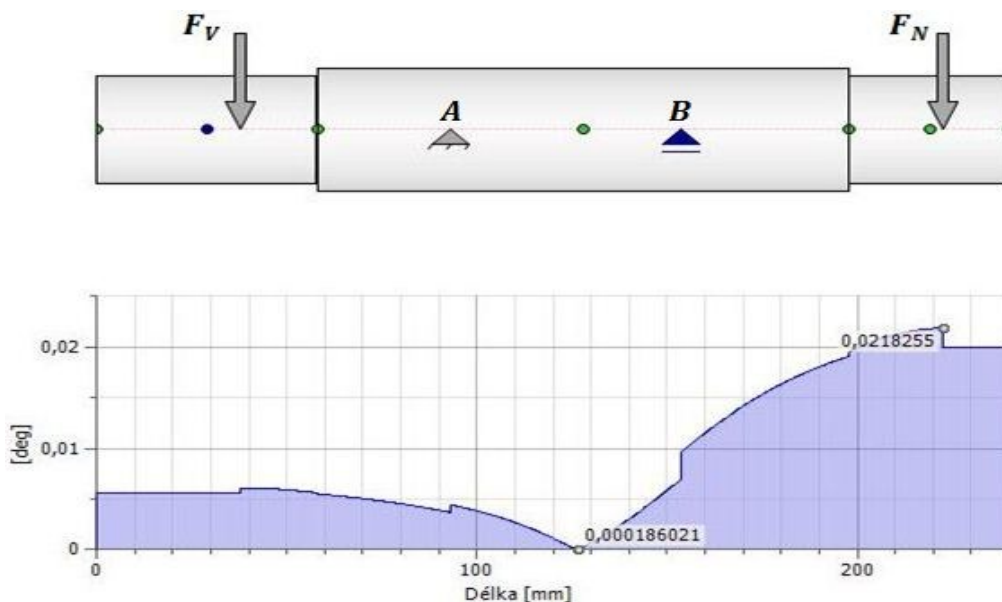
$$v_{\text{Dok}} = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 3 = 0,030 \text{ mm} \quad (6.6)$$

$$v_p \leq v_{\text{Dok}} \quad (6.7)$$

$$0,022 < 0,030$$

## 6.2 Natočení hřídele

Na obr. 6.2 je znázorněno natočení (zkroucení) hřídele v absolutní hodnotě, které je vytvořeno pomocí software Autodesk Inventor Professional 2011.



Obr. 6.2 Průběh natočení hřídele (absolutní hodnota)



Natočení hřídele v místě uložení ložisku A:

$$\psi_A = 0,004^\circ \quad (6.8)$$

Natočení hřídele v místě uložení ložisku B:

$$\psi_B = 0,01^\circ \quad (6.9)$$

Natočení hřídele v místě uložení pastorku:

$$\psi_p = 0,022^\circ \quad (6.10)$$

Dovolené natočení kuličkových ložisek podle [5]:

$$\psi_D = 0,17^\circ \quad (6.11)$$

$$\psi_A \leq \psi_D \quad \psi_B \leq \psi_D \quad (6.12)$$

$$0,004 < 0,17$$

$$0,01 < 0,17$$

Dovolené natočení ozubených kol pro nemodifikovaná soukolí a stupně přesnosti 9 podle [5]:

$$\psi_{Dok} = 0,083^\circ \quad (6.13)$$

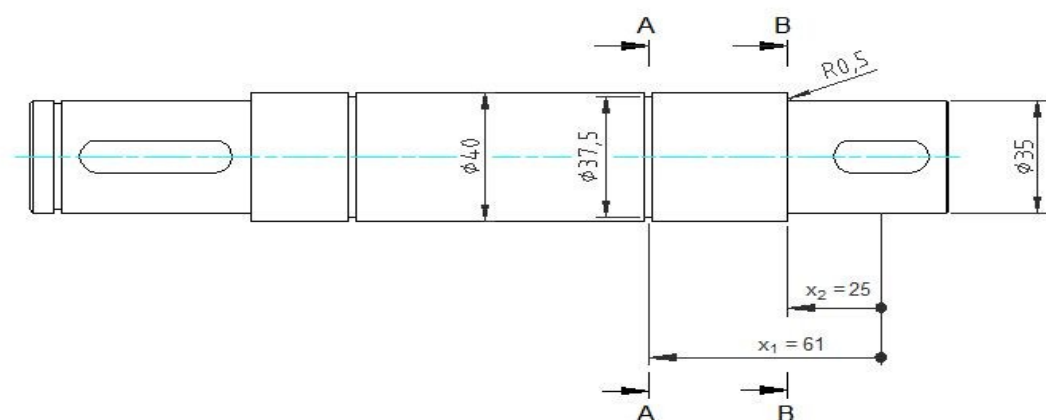
$$\psi_1 \leq \psi_{Dok} \quad (6.14)$$

$$0,022 < 0,083$$

## 7 Bezpečnost hřídele

Nebezpečné průřezy určené jako místa s největší koncentrací ohybového a točivého momentu je nutné zkontrolovat. Na obr. 7.1 je znázorněna hnaná hřídel, u které jsou početně kontrolovány dva nebezpečné průřezy A-A a B-B. Hřídel je vyroben z konstrukční oceli 11 700.0.

### 7.1 Stanovení namáhání nebezpečných průřezů



Obr. 7.1 Definování průřezu pro statickou a dynamickou kontrolu

Rovnice průběhu ohybových momentů v oblasti řezů A-A a B-B v rovině x-y podle rovnice 5.18:

$$x_1 = 61 \rightarrow M_{oxyxA} = -701 \cdot 61 = -42761 \text{ Nmm} \quad (7.1)$$

$$x_2 = 25 \rightarrow M_{oxyxB} = -701 \cdot 25 = -17525 \text{ Nmm} \quad (7.2)$$

Rovnice průběhu ohybových momentů v oblasti řezů A-A a B-B v rovině x-z podle rovnice 5.34:

$$x_2 = 61 \rightarrow M_{oxzxA} = -1927 \cdot 61 = -117547 \text{ Nmm} \quad (7.3)$$

$$x_3 = 25 \rightarrow M_{oxz3BB} = -1927 \cdot 25 = -48175 \text{ Nmm} \quad (7.4)$$

Průběh točivého momentu se započtením dynamického součinitele  $K_A = 1,5$ :

$$T_{xyxA-B} = K_A \cdot T_{2,3} = 1,5 \cdot 60700 = 91050 \text{ Nmm} \quad (7.5)$$

Výsledný ohybový moment v průřezu A-A se započtením dynamického součinitele  $K_A = 1,5$ :

$$\begin{aligned} M_{oA} &= \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyxA})^2 + (K_A \cdot M_{oxzxA})^2} \\ &= \sqrt{(1,5 \cdot (-42761))^2 + (1,5 \cdot (-117547))^2} = 187624,8 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Výsledný ohybový moment v průřezu B-B se započtením dynamického součinitele  $K_A = 1,5$ :

$$\begin{aligned} M_{oB} &= \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyxB})^2 + (K_A \cdot M_{oxzxB})^2} \\ &= \sqrt{(1,5 \cdot (-17525))^2 + (1,5 \cdot (-48175))^2} = 76895,4 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (7.7)$$

## 7.2 Statická kontrola

Ohybové napětí v průřezu A-A:

$$\sigma_{soA} = \frac{32 \cdot M_{oA}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{\sigma A} = \frac{32 \cdot 187624,8}{\pi \cdot 37,5^3} \cdot 3 = 108,72 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

$\alpha_{\sigma A}$  určeno podle [5]

Smykové napětí v průřezu A-A:

$$\tau_{sA} = \frac{16 \cdot T_{xyxA-B}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{\tau A} = \frac{16 \cdot 91050}{\pi \cdot 37,5^3} \cdot 2,3 = 20,22 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

$\alpha_{\tau A}$  určeno podle [5]

Redukované napětí v průřezu A-A podle Guesta:

$$\sigma_{\text{redA}} = \sqrt{\sigma_{\text{soA}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{sA}}^2} = \sqrt{108,72^2 + 4 \cdot 20,22^2} = 116 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A:

$$k_{\text{sA}} = \frac{R_{\text{el1700}}}{\sigma_{\text{redA}}} = \frac{373}{116} = 3,2 \quad (7.11)$$

Ohybové napětí v průřezu B-B:

$$\sigma_{\text{soB}} = \frac{32 \cdot M_{\text{oB}}}{\pi \cdot d_{\text{B}}^3} \cdot \alpha_{\text{oB}} = \frac{32 \cdot 76895,4}{\pi \cdot 35^3} \cdot 3 = 54,80 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

$\alpha_{\text{oB}}$  určeno podle [5]

Smykové napětí v průřezu B-B:

$$\tau_{\text{sB}} = \frac{16 \cdot T_{\text{xyx3BB}}}{\pi \cdot d_{\text{BB}}^3} \cdot \alpha_{\text{tBB}} = \frac{16 \cdot 91050}{\pi \cdot 35^3} \cdot 2,2 = 23,80 \text{ MPa} \quad (7.13)$$

$\alpha_{\text{tB}}$  určeno podle [5]

Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta:

$$\sigma_{\text{redB}} = \sqrt{\sigma_{\text{soB}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{sB}}^2} = \sqrt{54,80^2 + 4 \cdot 23,80^2} = 72,6 \text{ MPa} \quad (7.14)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B:

$$k_{\text{sB}} = \frac{R_{\text{el1700}}}{\sigma_{\text{redB}}} = \frac{373}{72,6} = 5,13 \quad (7.15)$$

### 7.3 Dynamická kontrola

Mez únavy v ohybu oceli 11 700.0 pro hladký vzorek podle [5]:

$$\sigma_{\text{Co11700}} = 0,49 \cdot R_{\text{m}} = 0,49 \cdot 700 = 343 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

Vrubový součinitel v průřezu A-A podle Neubergera[5]:

$$\beta_A = 1 + \frac{\alpha_{\sigma A} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_A}}} = 1 + \frac{3 - 1}{1 + \frac{0,3}{\sqrt{0,2}}} = 2,2 \quad (7.17)$$

$\sqrt{A}$ ,  $\rho_A$  určeno podle [5]

Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A:

$$\sigma_{CoAl1700}^* = \sigma_{CoAl1700} \cdot \frac{\varepsilon_{vA} \cdot \eta_{pA}}{\beta_A} = 343 \cdot \frac{0,84 \cdot 0,85}{2,2} = 111,32 \text{ MPa} \quad (7.18)$$

$\varepsilon_{vA}$ ,  $\eta_{pA}$  určeno podle [5]

Amplituda napětí v průřezu A-A:

$$\sigma_{aoA} = \frac{32 \cdot M_{oA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 187624,8}{\pi \cdot 37,5^3} = 36,24 \text{ MPa} \quad (7.19)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu A-A:

$$k_{d\sigma A} = \frac{\sigma_{CoAl1700}^*}{\sigma_{aoA}} = \frac{111,32}{36,24} = 3,07 \quad (7.20)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A:

$$k_{s\tau A} = \frac{0,577 \cdot R_{e11700}}{\tau_{sA}} = \frac{0,577 \cdot 373}{20,22} = 10,64 \quad (7.21)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu A-A:

$$k_{vA} = \frac{k_{d\sigma A} \cdot k_{s\tau A}}{\sqrt{k_{d\sigma A}^2 + k_{s\tau A}^2}} = \frac{3,07 \cdot 10,64}{\sqrt{3,07^2 + 10,64^2}} = 2,95 \quad (7.22)$$

Vrubový součinitel v průřezu B-B podle Neubergera[4]:

$$\beta_B = 1 + \frac{\alpha_{\sigma B} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_B}}} = 1 + \frac{2,4 - 1}{1 + \frac{0,3}{\sqrt{0,5}}} = 1,98 \quad (7.23)$$

$\sqrt{A}, \rho_B$  určeno podle [5]

Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B:

$$\sigma_{CoB11700}^* = \sigma_{Co11700} \cdot \frac{\epsilon_{vB} \cdot \eta_{pB}}{\beta_B} = 343 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,9}{1,98} = 132,52 \text{ MPa} \quad (7.24)$$

$\epsilon_{vB}, \eta_{pB}$  určeno podle [5]

Amplituda napětí v průřezu B-B:

$$\sigma_{aoB} = \frac{32 \cdot M_{oB}}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{32 \cdot 76895,4}{\pi \cdot 35^3} = 18,27 \text{ MPa} \quad (7.25)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu B-B:

$$k_{d\sigma B} = \frac{\sigma_{Co11700}^*}{\sigma_{aoB}} = \frac{132,52}{18,27} = 7,25 \quad (7.26)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B:

$$k_{s\tau B} = \frac{0,577 \cdot R_{el1700}}{\tau_{sB}} = \frac{0,577 \cdot 373}{23,80} = 9,04 \quad (7.27)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu B-B:

$$k_{vB} = \frac{k_{d\sigma B} \cdot k_{s\tau B}}{\sqrt{k_{d\sigma B}^2 + k_{s\tau B}^2}} = \frac{7,25 \cdot 9,04}{\sqrt{7,25^2 + 9,04^2}} = 3,4 \quad (7.28)$$

## 8 Závěr

Cílem této bakalářské práce byl konstrukční návrh stavební míchačky pro 180 l směsi, který se zabýval především provedením pohonu stroje.

Pro pohon stavební míchačky byl určen třífázový asynchronní motor od firmy Elektromotory – převodovky s.r.o. o výkonu  $P_1 = 1,5 \text{ kW}$ . Dále je pohon stroje tvořen řemenovým převodem a čelním soukolím s přímými vnitřními zuby. U řemenového převodu je zapotřebí tři klínových řemenů o velikosti průřezu Z. Čelní soukolí s přímými vnitřními zuby je vyrobeno z konstrukční oceli 12 020, které je realizované převodovým poměrem  $i_{3,4} = 8$ . Výpočet geometrie soukolí je uveden v příloze A.

U hřídele, na které je uložení hnané řemenice a pastorku, byly určeny dva nebezpečné průřezy vykazující největší koncentraci ohybového a točivého momentu.

U těchto průřezů byly vypočteny statické a dynamické kontroly, které vyhovují daným podmínkám bezpečnosti hřídele.

V příloze B je uvedena pevnostní analýza rámu stavební míchačky, která byla řešena pomocí software Ansys 14.0. Zjištěním výsledné pevnostní analýzy bylo lokální redukované napětí  $\sigma_{\text{red}} = 86,6 \text{ MPa}$  nacházející se v místě navaření dvou normalizovaných profilů. Toto redukované napětí ve svaru vyhovuje pevnostní podmínce.

Závěrem lze konstatovat, že jednotlivé návrhové a kontrolní výpočty pohonu stroje byly splněny. Součástí bakalářské práce je přiložen sestavný výkres stavební míchačky a výrobní výkres hřídele.

V tab. 8.1 jsou uvedeny technické parametry stavební míchačky.

Tab. 8.1 Technické parametry

Max. objem mokré směsi	180 l
Geometrický objem bubnu	257 l
Výkon	1,5 kW
Elektrické napájení	230 V / 400 V 50 Hz
Hmotnost	195 kg

## 9 Seznam použité literatury

### Knihy a příručky:

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010, 91 s., ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010, 130 s., ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet řemenového převodu-vysokoškolská příručka*. Ostrava 2008.
- [5] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005 72 s., ISBN 80-248-0878-1.

### Internet:

- [7] *Elektromotory-převodovky s.r.o.*[online]. c2007. <<http://www.elektromotory-prevodovky.cz/>>
- [8] *Stavební míchačky*[online]. c2011. <<http://www.stavebni-michacky.com/>>
- [9] *Stavební míchačky Atika*[online]. c2012. <<http://www.michacky-atika.cz/>>
- [10] *Filamos s.r.o.*[online]. c2012. <<http://www.filamos.cz/>>
- [11] *Kamorecs.r.o.*[online]. c2012. <<http://www.kamorec.cz/>>



## 10 Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Míchačka	KLE0024-SB3KSS01	A1
Hřídel	KLE0024-SB3KSS01-15	A3
Kusovník	KLE0024-SB3KSS01-K	A4
Geometrie ozubení	Příloha A	A4
Pevnostní analýza rámu	Příloha B	A4
Působení sil na hřídel v rovině x-y	Příloha C	A3
Působení sil na hřídel v rovině x-z	Příloha D	A3

### Použitý software:

Microsoft Office Word 2011

Microsoft Office Powerpoint 2011

Autodesk AutoCADMechanical 2011

Autodesk Inventor Professional 2011

Ansys 14.0

Modul

Geometrie

CSNw

## Příloha A- Geometrie ozubení

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
<b>Typ ozubení</b>			Vnější		Vnitřní
<b>Normální boční vůle</b>	$j_n$	[mm]		0.0000	
<b>Počet zubů</b>	$z$	[-]	21		-168
<b>Počet zubů náhradního kola</b>	$z_n$	[-]	21.000		-168.000
<b>Normální modul</b>	$m_n$	[mm]		3.000	
<b>Čelní modul</b>	$m_t$	[mm]		3.000	
<b>Úhel sklonu zubu roztečný</b>	$\beta$	[°]		0	
<b>Úhel sklonu zubu základní</b>	$\beta_b$	[°]		0	
<b>Úhel profilu čelní</b>	$\alpha_t$	[°]		20.00000	
<b>Úhel záběru čelní</b>	$\alpha_{tw}$	[°]		20.00000	
<b>Osová vzdálenost pracovní</b>	$a_w$	[mm]		-220.50000	
<b>Osová vzdálenost roztečná</b>	$a$	[mm]		-220.50000	
<b>Jednotková korekce</b>	$x$	[-]	0.46981		-0.46981
<b>Hodnota posunutí profilu</b>	$x \cdot m_n$	[mm]	1.40943		-1.40943
<b>Součet jednotkových korekcí</b>	$x_\Sigma$	[-]		0	
<b>Jednotkové přisunutí kol</b>	$\Delta y$	[-]		0	
<b>Průměr patní kružnice</b>	$d_f$	[mm]	58.31886		-514.24904
<b>základní kružnice</b>	$d_b$	[mm]	59.20064		-473.60508
<b>kr.začátku evolventy</b>	$d_L$	[mm]	60.45411		-513.46393
<b>valivé kružnice</b>	$d_w$	[mm]	63.00000		-504.00000
<b>roztečné kružnice</b>	$d$	[mm]	63.00000		-504.00000
<b>hlavové kružnice</b>	$d_a$	[mm]	71.70000		-500.80000
<b>tloušťka zubu na patní kružnici</b>	$s_f$	[mm]	---		7.84100
<b>základní kružnici</b>	$s_b$	[mm]	6.27465		-3.59470
<b>začátku evolventy</b>	$s_L$	[mm]	6.23355		7.49879
<b>valivé kružnici</b>	$s_w$	[mm]	5.73837		3.68641
<b>roztečné kružnici</b>	$s$	[mm]	5.73837		3.68641
<b>hlavové kružnici</b>	$s_a$	[mm]	1.58678		2.53407
<b>Šířka mezery na valivé kružnici</b>	$e_w$	[mm]	3.68641		5.73837
<b>Výška paty</b>	$h_f$	[mm]	2.34057		5.12452
<b>hlavy</b>	$h_a$	[mm]	4.35000		1.60000
<b>zubu</b>	$h$	[mm]	6.69057		6.72452
<b>Společná šířka kol</b>	$b$	[mm]		35.000	
<b>Délka evolventy</b>	$ev$	[mm]	6.27608		6.78021
<b>Měrný skluz na patě</b>		[-]	-0.70222		-0.69174
<b>Měrný skluz na hlavě</b>		[-]	0.40889		0.41253
<b>Poměr b/d</b>	$\Psi_d$	[-]	0.556		-0.069
<b>Poměr b/m<sub>n</sub></b>	$\Psi_m$	[-]		11.667	
<b>Součinitel trvání záběru profilu</b>	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.60877	
<b>Součinitel trvání záběru krokem</b>	$\varepsilon_\beta$	[-]		0	
<b>Součinitel trvání záběru celkový</b>	$\varepsilon_\gamma$	[-]		1.60877	
<b>Délka dotyku 1 páru zubů</b>	$L_{pmax}$	[mm]		35.00000	
<b>Celková délka dotyku minim.</b>	$L_{\Sigma min}$	[mm]		35.00000	
<b>Celková délka dotyku maxim.</b>	$L_{\Sigma max}$	[mm]		70.00000	
<b>Počet zubů nástroje Fellow</b>	$z_0$	[-]	35		
<b>Korekce nástroje</b>	$x_0$	[-]	0		
<b>Poměrný radius paty nástroje</b>	$\rho_{f0}^*$	[-]	0.38000		
<b>Průměr kr.zač.evolyenty nástroje</b>	$d_{L0}$	[mm]	100.36320		
<b>Osová vzdálenost výrobní</b>	$a_{w0}$	[mm]		-200.87452	
<b>Měřená konstant. tloušťka zubu</b>	$s_c$	[mm]	5.06711		3.25518
<b>Měřeno v konst. výšce (od hlavy)</b>	$h_c$	[mm]	3.42786		1.00440
<b>Kontrolní rozměr přes kuličky</b>	$M$	[mm]	81.95995		495.87076
<b>Průměr kuličky</b>	$d_t$	[mm]	8.61682		6.08171
<b>Poměrná výška hlavy profilu</b>	$h_a^*$	[-]	1.00000		1.00000
<b>Poměrná hlavová vůle profilu</b>	$c^*$	[-]	0.25000		0.25000
<b>Poměrný radius paty profilu</b>	$\rho_f^*$	[-]	0.38000		0
<b>Úhel profilu</b>	$\alpha_n$	[°]		20.00000	

## Příloha B - Pevnostní analýza rámu

Pomocí software ANSYS 14.0 je provedena pevnostní analýza rámu stavební míchačky při maximálním naplnění 180 l mokrým pískem a šterkem.

Výpočtový model rámu stavební míchačky je tvořen svařencem z normalizovaných profilů dle normy ČSN. Všechny díly rámu jsou vyrobeny z konstrukční oceli 11 343.

Hmotnost mokrého písku a šterku na  $1 \text{ kg/m}^3$  podle [9]:

$$m_v = 2003 \text{ kg/m}^3 = 2,003 \text{ kg/dm}^3$$

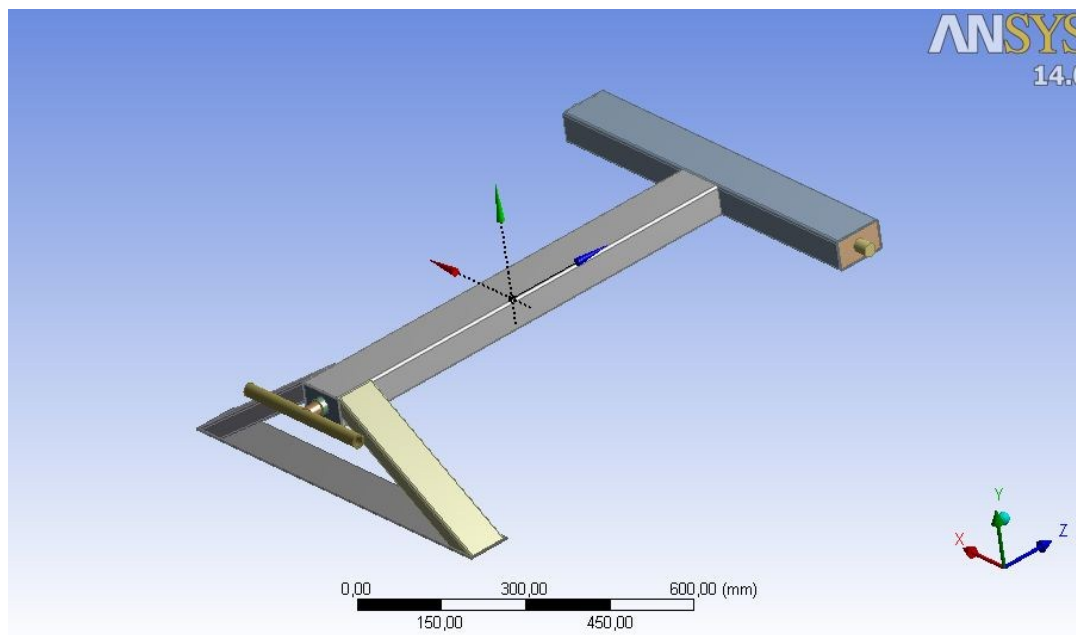
Hmotnost naplněného míchacího bubnu:

$$m_B = V_B \cdot m_v = 180 \cdot 2,003 = 361 \text{ kg}$$

Celková hmotnost působící na rám míchačky:

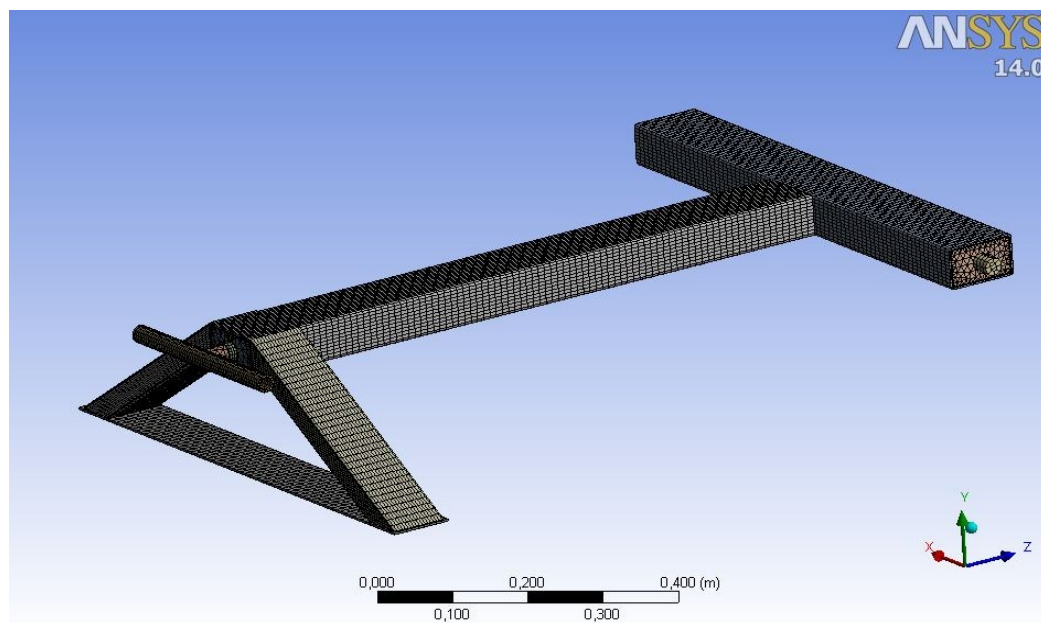
$$m_C = m_m + m_B = 167 + 361 = 528 \text{ kg}$$

Pro geometrický model rámu je použita rovina XY

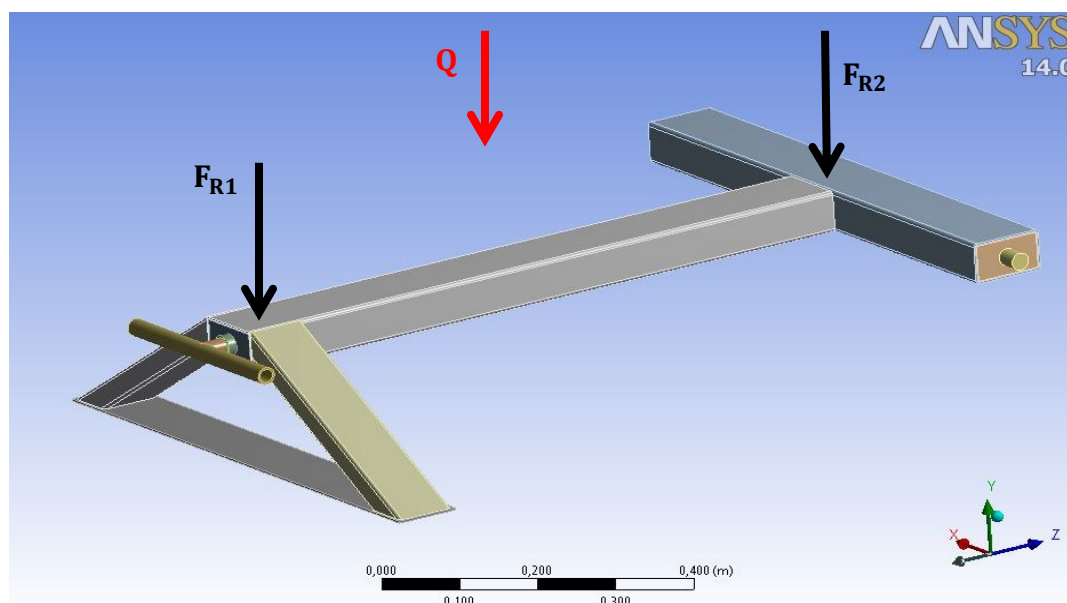


Diskretizovaný model rámu má počet:

- UZLŮ: 132 192
- ELEMENTŮ: 23 266



Na rám stavební míchačky působí zatěžující síla  $Q$ , která se rozkládá do dvou reakčních sil  $F_{R1} = F_{R2}$  působící v podpěrách rámu.



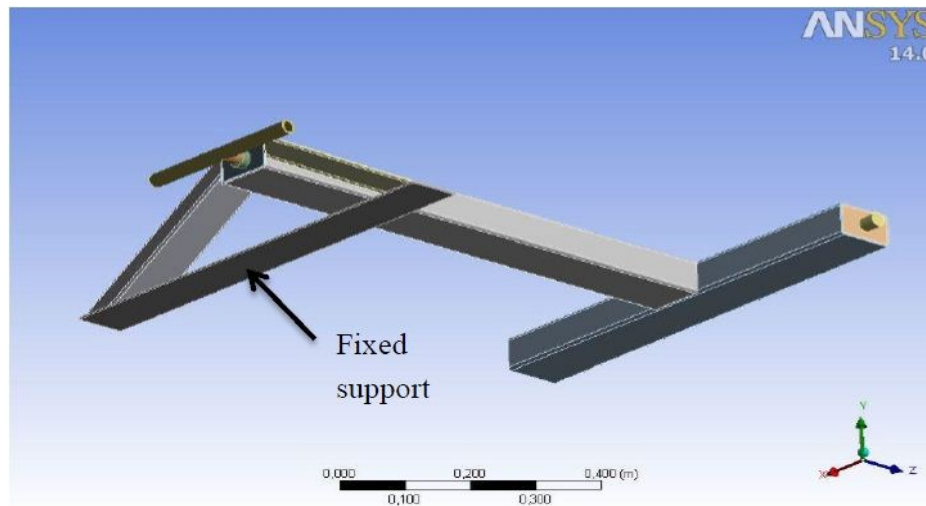
Zatěžující síla působící do středu rámu:

$$Q = m_C \cdot g = 528 \cdot 9,81 = 5180 \text{ N}$$

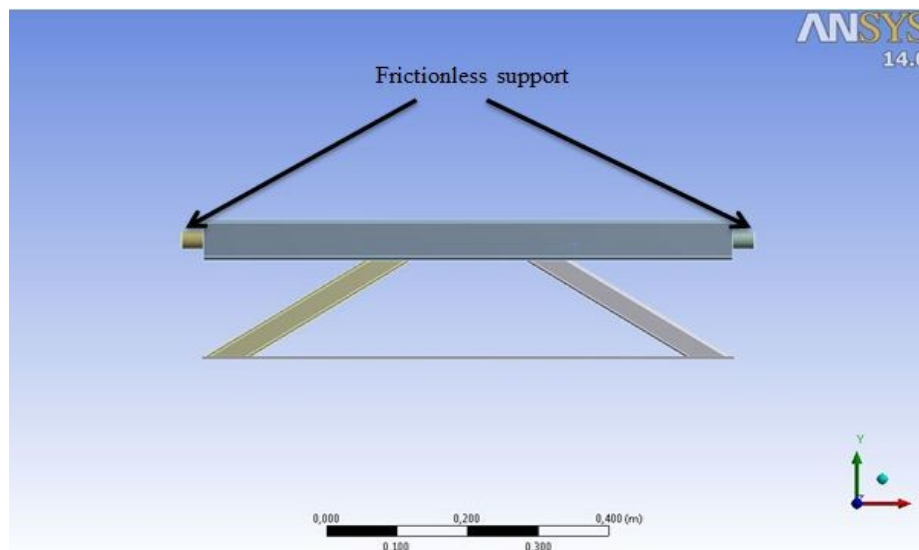
Reakční síly působící na bocích rámu:

$$F_{R1} = F_{R2} = Q \cdot \frac{1}{2} = 5180 \cdot \frac{1}{2} = 2590 \text{ N}$$

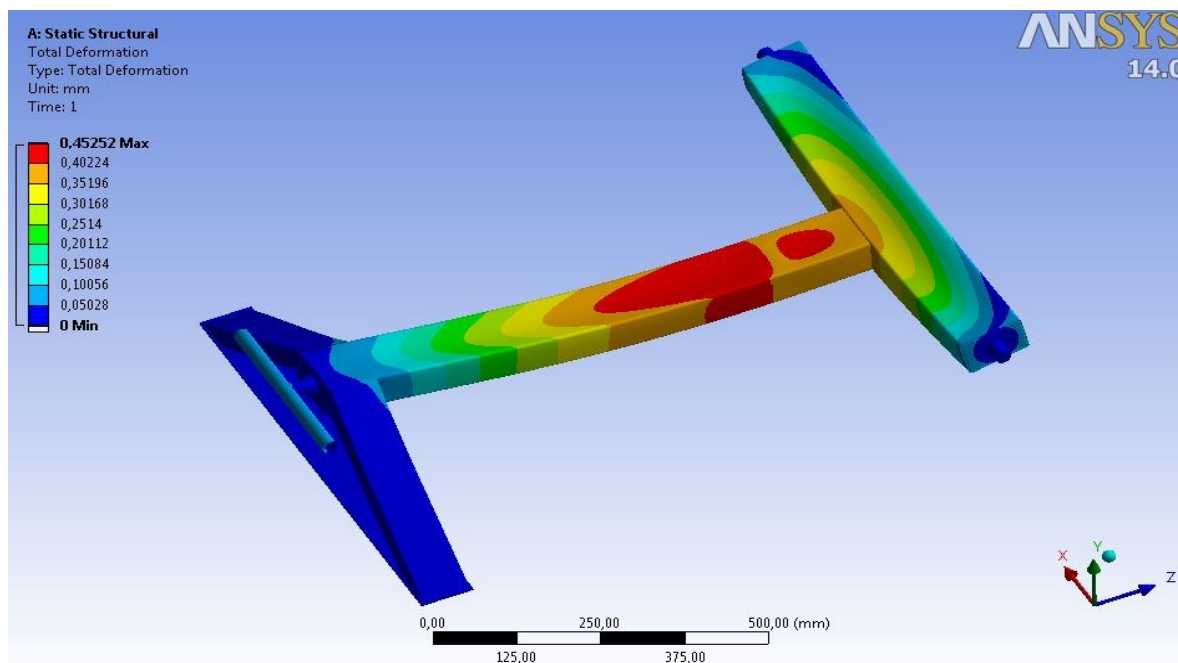
Na podložku rámu (dosedací část) je vložena „pevná“ podpora, která odebírá tři stupně volnosti – posuvy ve směrech x,y,z.



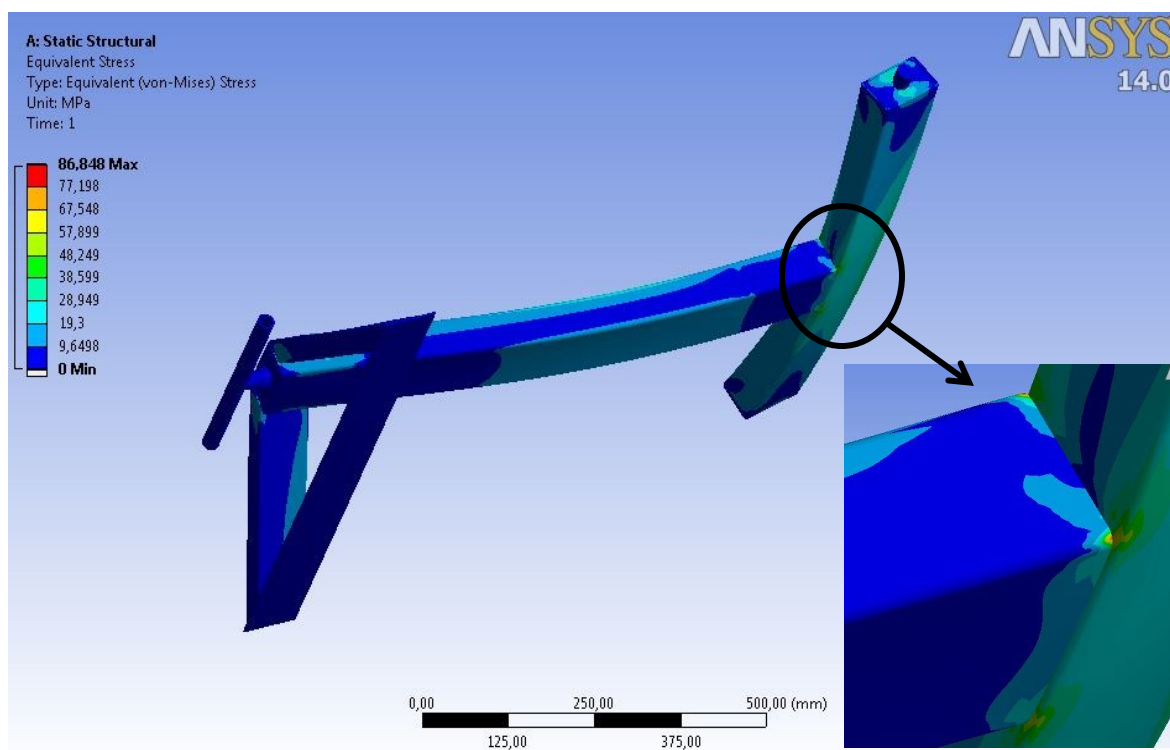
Na plochy čepů (uložení pojezdových kol) jsou vloženy „třecí“ podpory, které zabraňují posuvu v normálním směru.



Hodnota maximálního průhybu rámu přesahuje 0,4 mm. Barevné schéma znázorňuje, která místa jsou více či méně ovlivněna.



Lokální redukované napětí se nachází v místě navaření dvou normalizovaných profilů, na které působí maximální redukované napětí  $\sigma_{\text{red}} = 86,8 \text{ MPa}$ .



Výsledné napětí ve svaru musí vyhovovat pevnostní podmínce:

$$\sigma_{\text{red}} \leq \beta \cdot \sigma_{\text{Dt}} = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

$$86,8 \leq 1,17 \cdot \frac{180}{2}$$

$$86,6 < 105,3$$

Součinitel tloušťky svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot \frac{a}{0,7}$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot \frac{3}{0,7} = 1,17$$

Statická bezpečnost  $k_s$  je závislá na provedení svaru. V běžných případech je statická bezpečnost volena  $k_s \geq 1,5$ . [2]

Volím  $k_s = 2$ .

Velikost svaru je  $a = 3 \text{ mm}$ .